

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Polohovatelný malířský stojan pro rámy větších
rozměrů**

Positioning easel for bigger stretchers

Student:

David Koval

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Zadání bakalářské práce

Student: **David Koval**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Polohovatelný malířský stojan pro rámy větších rozměrů**
Positioning Easel for Bigger Stretchers
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhnete malířský stojan s možností polohování pro tyto požadavky:

- max. rozměry malířských ráků 1,8 m (výška) x 3 m (délka), max. hmotnost ráků 50 kg
- možnost svislého polohování a náklonu
- stabilní, bezpečná a lehká kovová konstrukce stojanu.

Zpracujte rešerši stojanů na trhu, průvodní výpočtovou zprávu s konstrukčním návrhem a výkresovou dokumentaci (výkres sestavy a min. jeden vybraný výrobní výkres).

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

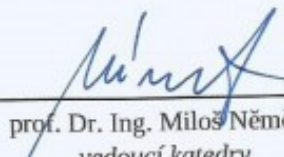
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Anotace

KOVAL, D. *Polohovatelný malířský stojan pro rámy větších rozměrů: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismy strojů, 2017, 39 s. Vedoucí práce Pišťáček, D.

V bakalářské práci je na úvod popsána zadaná problematika. Následuje řešení s ukázkou druhů stojnů. V další fázi se práce zabývá konstrukčním návrhem polohovatelného stojanu a jeho pevnostní kontrolou. Na závěr je celá práce i konstrukce zhodnocena.

Annotation

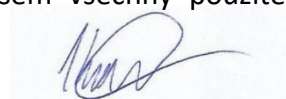
KOVAL, D. *Positionable paint stand for larger size frames: bachelor thesis*. Ostrava: VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2017, 39 pp. Lecturer Pišťáček, D.

In the bachelor thesis, the problem is described first. Following is a search with a sample of types of stands. In the next phase, the thesis deals with the design of the adjustable stand and its strength control. In conclusion, the whole work and design are evaluated.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 15. května 2017



Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́домі́, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 15.5.2017



.....

Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: David Koval

Adresa trvalého pobytu autora práce: Kozmice K Točně 30

Obsah:

1. Úvod	10
2. Průzkum trhu	11
2.1 Různé typy ateliérových malířských stojanů	11
2.2 Druhy vertikálního pohonu	12
3. Konstruktivní řešení	14
3.1 Pohon svislého pohonu stojanu	15
3.2 Naklápění stojanu	17
3.3 Upínání obrazu	18
3.4 Nosný rám	19
4. Výpočet kladkového mechanismu	20
4.1 Výpočet reakcí kladkového mechanismu	20
4.2 Výpočet sil působících v navijáku	22
4.3 Kontrola brzdy navijáku	24
4.4 Kontrola hřídele.....	25
4.4.1 Výpočet sil a reakcí na hřídeli	25
4.4.2 Statická kontrola hřídele	27
4.5 Kontrola místa ukotvení lana	28
4.6 Výpočet kladky	29
4.6.1 Kontrola čepu kladky	30
4.6.2 Kontrola šroubu kladky	31
5. Kontrola naklápěcího se rámu	32
5.1 Kontrola nosného profilu kladky	32
5.2 Kontrola otláčení v místě čepu	35
6. Závěr	36
7. Seznam použité literatury	38
8. Seznam příloh	39

Seznam použitých značek a symbolů

m_o	Váha obrazu	[kg]
m_r	Váha posuvného rámu	[kg]
g	Gravitační konstanta	[m/s]
G	Tíhová síla	[N]
R_{Ay}	Reakce v podpoře A	[N]
R_{By}	Reakce v podpoře B	[N]
R_{Cy}	Reakce v podpoře C	[N]
R_{Dy}	Reakce v podpoře D	[N]
R_{Ey}	Reakce v podpoře E	[N]
F_l	Síla v laně	[N]
F_o	Osová síla ve šroubu	[N]
F_R	Síla ruky	[N]
$F_{tř}$	Třecí síla	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
F_t	Tečná síla	[N]
F_K	Výsledný síla kola	[N]
R_{H1x}	Reakce v podpoře H ₁	[N]
R_{H1y}	Reakce v podpoře H ₁	[N]
R_{H2y}	Reakce v podpoře H ₂	[N]
I	Převodový poměr	[-]
p	počet třecích ploch	[-]
M_{k1}	Kroutící moment na bubnu	[Nmm]
M_{k2}	Kroutící moment na hřídeli	[Nmm]
M_{oX1}	Ohybový moment v místě X ₁	[Nmm]
M_s	Maximální moment spojky	[Nmm]
$M_{oč}$	Ohybový moment kladkového čepu	[Nmm]
M_{oCMAX}	Maximální ohybový moment v místě C	[Nmm]

l_1	Délka nosníku A-B	[mm]
l_2	Délka nosníku D-E	[mm]
l	Délka svaru	[mm]
D_b	Průměr bubnu	[mm]
d_2	Roztečný průměr závitu	[mm]
D_L	Velký průměr třecí lamely	[mm]
D_I	Malý průměr třecí lamely	[mm]
D_s	Střední třecí poloměr	[mm]
D_r	Roztečný průměr malého ozubeného kola	[mm]
d_{X1}	Průměr v řezu X_1	[mm]
d_3	Patní průměr závitu	[mm]
d_{ξ}	Průměr čepu kladky	[mm]
D_p	Velký průměr podložky	[mm]
d_p	Malý průměr podložky	[mm]
$D_{\check{N}}$	Průměr nosného čepu	[mm]
t_n	Tloušťka profilu	[mm]
H_c	Vnější výška profilu	[mm]
h_c	Vnitřní výška profilu	[mm]
B_c	Vnější šířka profilu	[mm]
b_c	Vnitřní šířka profilu	[mm]
a	Šířka svaru	[mm]
f_z	Součinitel tření závitů	[mm]
f_k	Součinitel tření korek-ocel	[mm]
Ψ	Úhel stoupání	[°]
φ'	Třecí úhel	[°]
k_b	Bezpečnost brzdy	[-]
k	Bezpečnost svaru	[-]

k_c	Bezpečnost nosného profilu	[-]
P_N	Tlak na plochu naklápějícího se rámu	[MPa]
P_p	Tlak na plochu podložku	[MPa]
P_{DOV}	Dovolený tlak	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
τ_s	Smykové napětí	[MPa]

1. Úvod

Cílem této práce je vypracování konstrukčního návrhu polohovatelného malířského stojanu pro rámy větších rozměrů. Při konstrukci je nutné zajistit snadnou manipulaci při přemísťování a dále je nutnost vertikální a horizontální polohování obrazu.

Požadavky tohoto stojanu jsou možnost upnutí malířského rámu o rozměrech 1,8 x 3 m, nosnost 50 kg a lehká a stabilní kovová konstrukce. Při konstrukci také uvažujeme upnutí menších rozměrů malířských rámu.

2. Průzkum trhu

Na trhu vyskytuje několik druhů malířských stojanů, které se liší použitím a konstrukcí. V našem případě řešíme ateliérové malířské stojany. Z průzkumu bylo zjištěno, že většina ateliérových stojanů se skládá z lehké dřevěné konstrukce.

2.1 Různé typy ateliérových malířských stojanů

Ateliérové stojany se rozdělují na dva základní typy. Nazýváme je typ A (obr.1) a H (obr. 2). Oba tyto typy mají možnost naklápění a nastavení výšky obrazu, ovšem nevýhodou je, že po upnutí obrazu již nejde s ním vertikálně manipulovat.



Obr.1 Stojan typu A [2]



Obr.2 Stojan typu H [2]

2.2 Druhy vertikálního pohonu

Svislé polohování se používá u typu H (obr.2). Konstrukce tohoto stojanu zůstane stejná, akorát je obohacena o mechanismus, který se stará o posun ve vertikálním směru. Z průzkumu trhu bylo zjištěno, že posun lze zajistit dvěma způsoby, a to pomocí pohybového šroubu, nebo kladkovým mechanismem.

Šroubový mechanismus (obr. 3) je poháněn pákou z přední strany stojanu. Pomocí kuželového soukolí je kroutící moment přenesen na pohybový lichoběžníkový šroub, který pohání matici umístěnou na podstavci na obraz.



Obr3. Šroubový mechanismus [3]

Kladkový mechanismus je ve variantě s protizávažím a bez něj. Mechanismus bez proti závaží (obr.4) je opatřen navijákem s brzdou pro vertikální posuv.



Obr4. Kladkový mechanismus s navijákem [4]

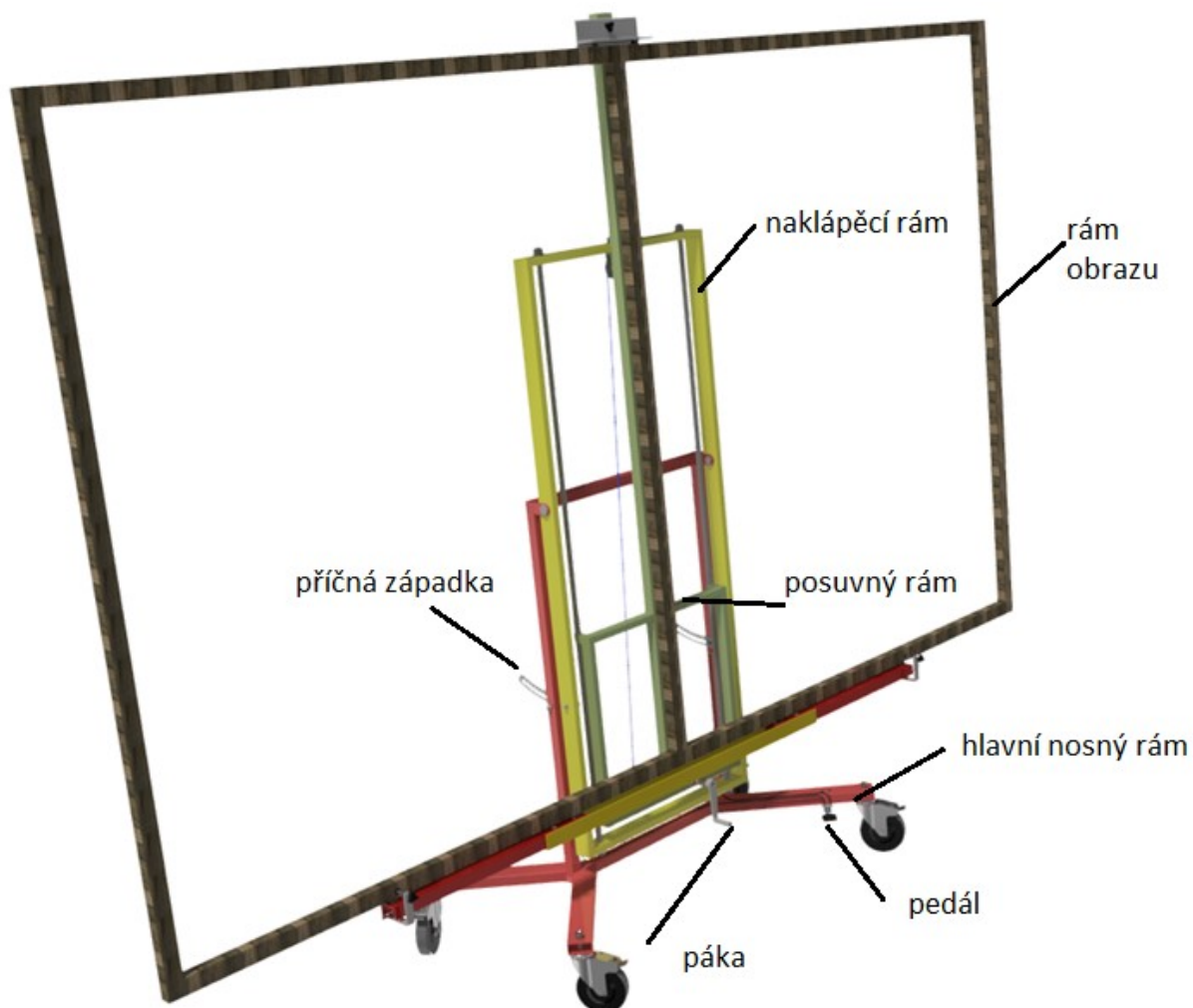
Mechanismus s protizávažím (obr. 5) není opatřen žádným navijákem. O snadné manipulování ve svislém směru se stará protizávaží. Nevýhodou je ovšem měnící se váha obrazu, je tedy nutné měnit váhu přidavnými závaží.



Obr 5. Kladkový mechanismus s protizávažím [5]

3. Konstrukční řešení

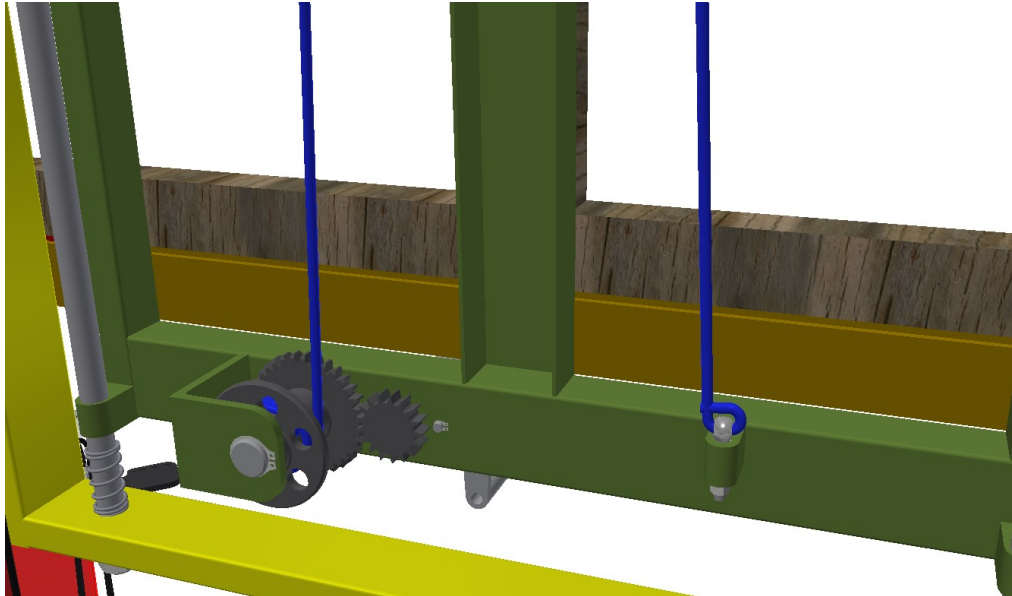
Dle požadavků zadání by měla konstrukce mít možnost upnutí obrazů větších rozměrů, tyto rozměry jsou dány zadáním. Dále musí být zajištěn výškový posun a naklápění s upnutým obrazem. Zdvih obrazu je zajištěn kladkovým mechanismem. Celkový rám se skládá ze tří hlavních částí (obr.6.). Konstrukce se skládá jednotlivých částí ze svařovaných různých tenkostěnných hliníkových profilů.



Obr. 6 Sestava stojanu

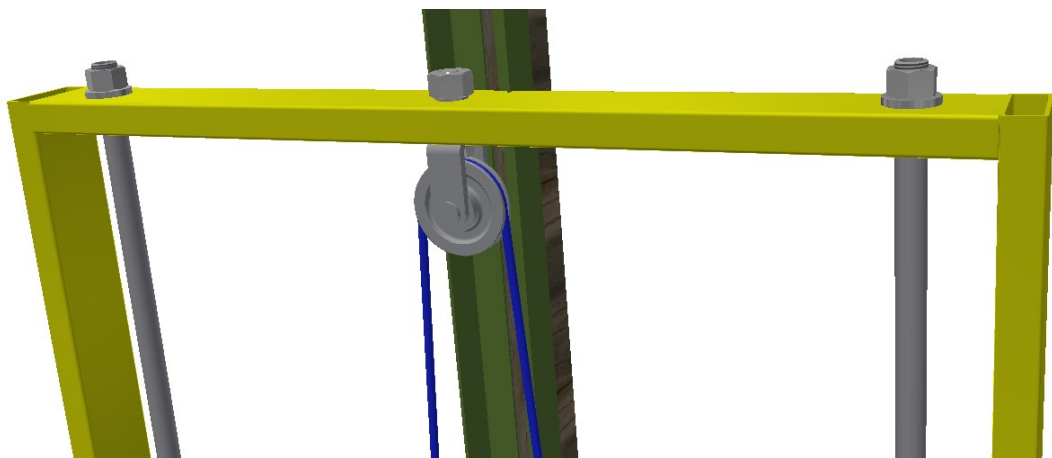
3.1 Pohon svislého pohybu stojanu

Pohon mechanismu je vyřešen navijákem s pomocným převodem nacházejícím se na pohybující se rámu, na tomto rámu se také nachází šroubové očko pro uvázání druhého konce lana osmičkovým uzlem. Mechanismus zajišťuje zdvih 800 mm od nejspodnější polohy.



Obr.7 Řešení kladkového mechanismu

K vedení posuvného rámu slouží dvě hliníkové trubky se závitem na obou koncích. Tyto trubky jsou přišroubovány k předem připraveným otvorům v naklápěcím rámu, dále jsou na těchto trubkách nasazeny čtyři pružiny změkčující dorazy mezi posouvajícím a naklápěcím rámem (viz obr 7). Na tomto rámu je zavěšena kladka, která je důležitou součástí kladkového mechanismu. Na tuto kladku je přenášena tíha obrazu s pohybujícím se rámem. Kladka je zavěšena pomocí šroubu.



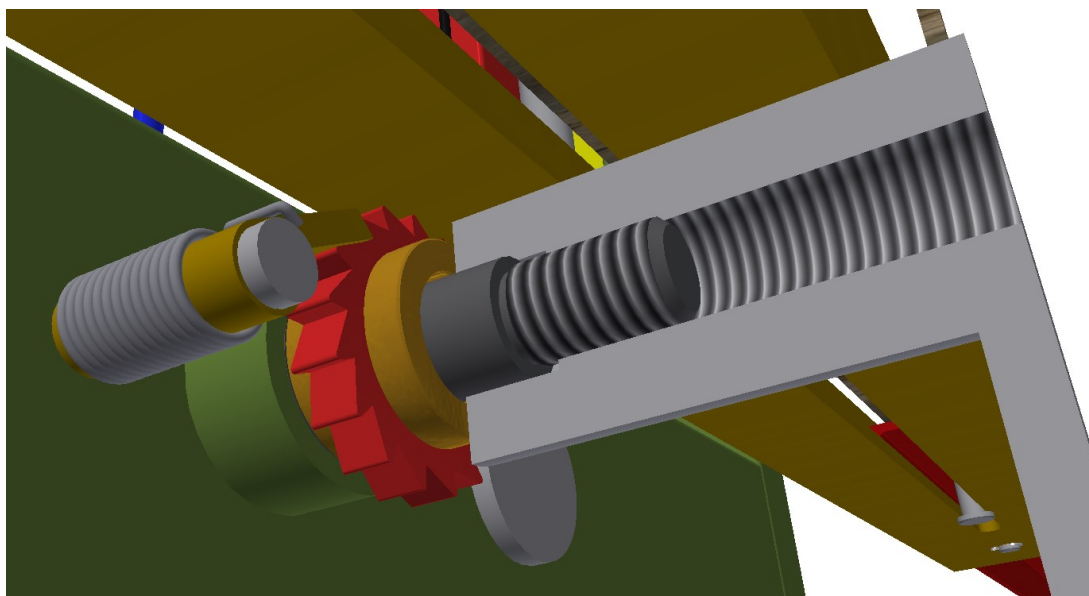
Obr.8 Nosná kladka

V mechanismu je použito pletené PPV lano od firmy Lanex. Výrobce stanovuje pevnost 634 kg.



Obr.9 Pletené PPV lano [6]

Pro zajištění výšky ve svislé poloze slouží třecí brzda na hnané hřídeli (viz obr.9). Na této hřídeli jsou volně nasunuty dvě korkové lamely, mezi kterými je rohatka. Svislá poloha a zdvih je zajišťuje tření mezi korkovými lamelami rohatkou, pákou a hřídelí. Přitlačující silou na tento mechanismus je osová síla vyvolána v závitě kroutícím momentem ze zatížení. Rohatka přitlačovaná lamelami je zajištěna zubem západky, při zdvihu západka přeskakuje po zubech rohatky díky torzní pružině, která západku přitlačuje k rohatce.

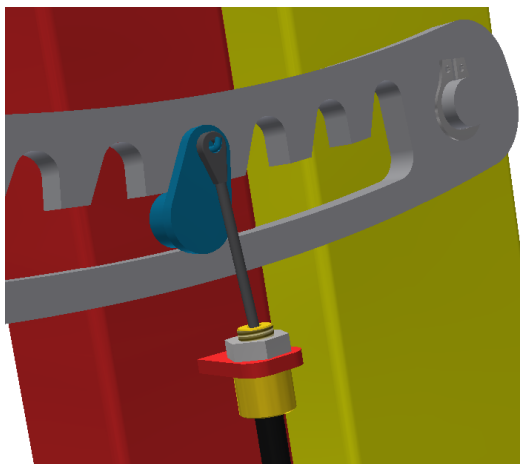


Obr.10 Brzda navijáku

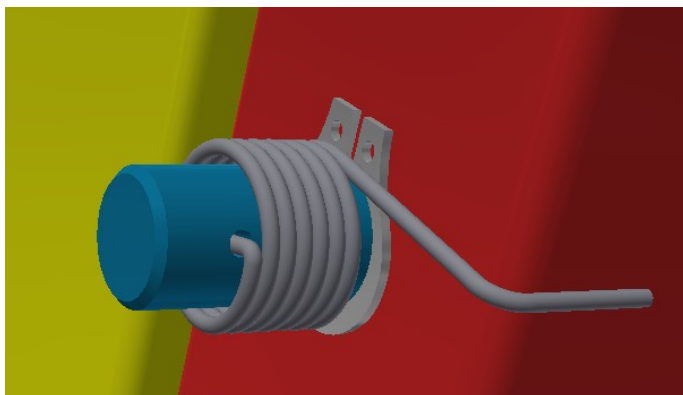
Při spouštění polohy se povoluje páka přitlačovaná závitem na lamely. Tímto úkonem dojde k prokluzu lamel a posuvný rám se samovolně spustí o potřebnou délku.

3.2 Naklápění stojanu

K zajištění naklápění je použita příčná oblá západka. Západka je spojena s naklápěcím rámem čepem. Na hlavním nosném rámu se nacházejí dvě západky sloužící k stabilitě a zajištění naklopení.



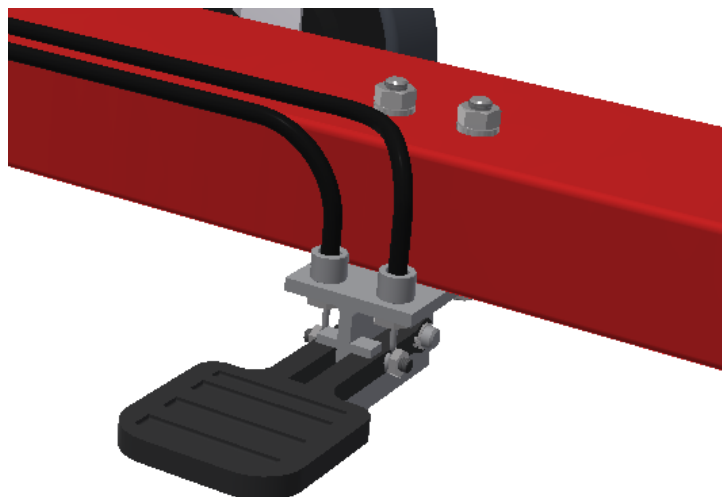
Obr.11 Příčná západka



Obr. 12 Torzní pružina

Při zvětšování úhlu naklápění se rám jednoduše potáhne za spodní část naklápěcího se rámu. Rohatka (viz obr.11) se při posuvu západky sklopí a pak díky torzní pružině (obr. 12) rohatka zapadne zpět do zubu příčné západky.

Pro sklopení zpět do původní polohy slouží pedál přišroubovaný na hlavním nosném rámu (viz obr.6). Tento pedál je spojen brzdovými lanky z horského kola s rohatkami pro polohování.



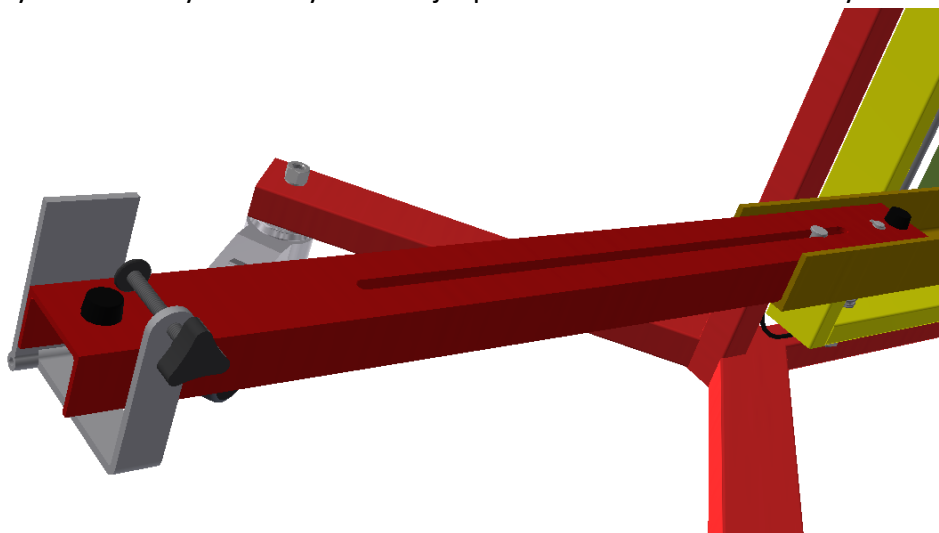
Obr. 13 pedál pro sklápění

Při sešlápnutí pedálu (viz obr.13) lanka potáhnou rohatku (obr.11) do vodorovné polohy. Po tomto úkonu je možnost sklopení zpět do původní polohy, ovšem je nutnost naklápěcí rám přidržovat rukou. Po uvolnění nohy z pedálu západky zapadnou zpět do zubu příčných rohatek (viz obr.11). Na pedálu jsou také dorazy, které jsou nutné, aby se rohatky nenatočily více, než je znázorněno na obr. 11. Konce brzdných lanek jsou na pedálu zajištěny maticemi. Na rohatkách jsou předem připravené háčky pro očka na lankách.

3.3 Upínání obrazu

Obraz je položen na spodní nosné části posuvného rámu. Nosná část je tvořena U profilem přivařeným k posuvnému rámu, ve kterém jsou další dva U profily, které slouží jako vysouvající ramena, pro zvětšení délky dosedací plochy pro velké rozměry obrazů. Vysouvající ramena jsou obstarána násuvnými gumovými dorazy do děr. Vysouvání je zajištěno čepy upnutými v drážkách U profilů.

Velké a mohutné obrazy je možné upnout šroubem s plastovou hlavou na konci výsuvných ramen. Tyto šrouby umožňují upnutí rámu obrazu až do šířky 80 mm.



Obr. 14 Vysouvací rameno

Rám obrazu je také zajištěn v horní části posuvné části (viz obr.15). Zde jako zajištění slouží doraz, který lze nastavit podle výšky obrazu. Výška lze nastavit pomocí vodicí drážky vyfrézované v posuvném rámu. Pro pevné upnutí je doraz opatřen šroubem dotahovaný maticí s plastovou hlavou.



Obr. 15 Horní zajištění obrazu

3.4 Nosný rám

Nosný rám (viz obr. 6) se stará o celkovou stabilitu celého stojanu. Rám je spojen s naklápěcím rámem čepy. Tyto čepy slouží jako oporný středový bod při naklápění, při sklopené poloze slouží i jako hlavní nosná část přenášející zatížení z naklápějícího se rámu na nosný rám.



Obr. 16 Hlavní nosný rám

Pro snadnou manipulaci jsou na čtyřech nohách přišroubovány otočné kolečka s brzdou (viz obr. 17) .

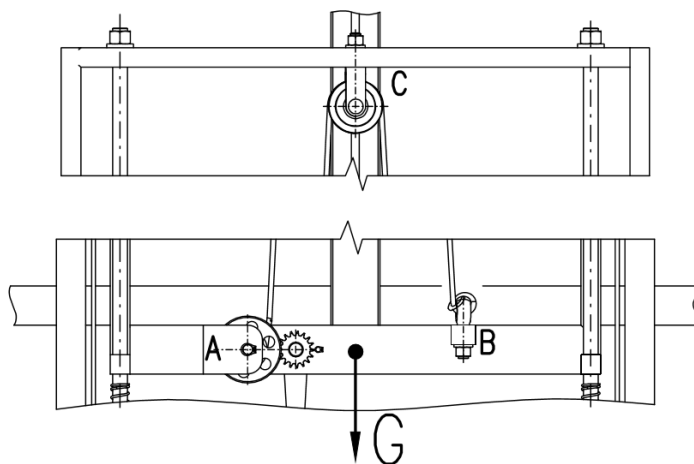


Obr. 17 Kolečko s brzdou [7]

4. Výpočet kladkového mechanismu

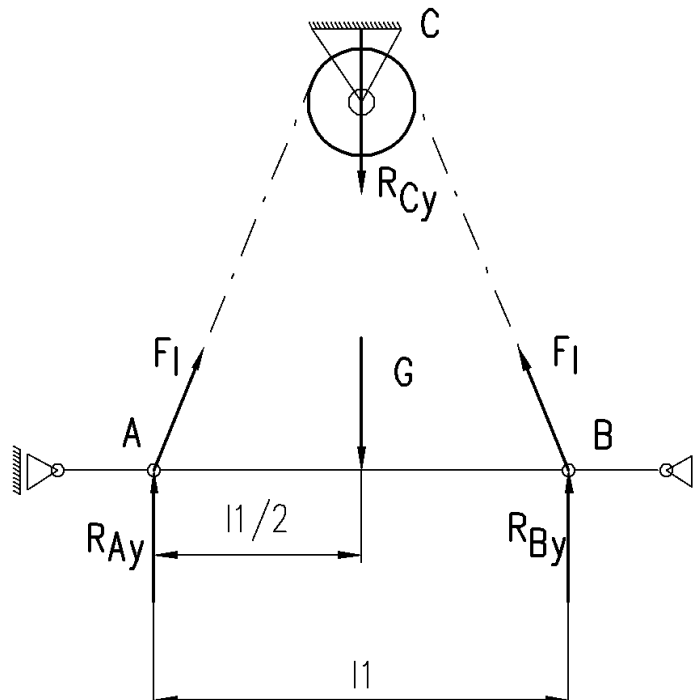
4.1 Výpočet reakcí kladkového mechanismu

Kladkový mechanismus je důležitou součástí stojanu. Tento mechanismus obstarává polohování ve svislém směru. Maximální zatěžující silou působící na tento stojan je tíhové zatížení G (viz obr.17) vyvolaná váhou obrazu. K této hmotnosti musíme připočítat hmotnost polohovatelného rámu.



Obr. 17 Zatížení kladkového mechanismu

Na obrázku (viz obr. 18) jsou zjednodušeně znázorněny zatížení a reakce kladkového mechanismu (viz obr. 17).



Obr.18 Schéma kladkového mechanismu

$l_1=400 \text{ mm}$

Výpočet síly G :

Síla G je vyvolána váhou obrazu $m_o=50$ kg a váhou posuvného rámu $m_r=3,5$ kg. Váha rámu byla stanovena z 3D modelu v programu Autodesk Inventor.

$$G = (m_o + m_r) * g = (50 + 3,5) * 9,81 = 524,84 \text{ N} \quad (4.1)$$

kde g je tíhová síla ze strojírenských tabulek [1]

Výpočet reakcí kladkového mechanismu:

Z obr.18 je zřejmé, že reakční síly R_{Ay} a R_{By} budou stejné, díky síle působící uprostřed nosníku AB z (viz obr.18).

Tíhová síla $G = 524,84$ N (viz vztah 4.1)

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{G}{2} = \frac{524,84}{2} = 262,42 \text{ N} \quad (4.2)$$

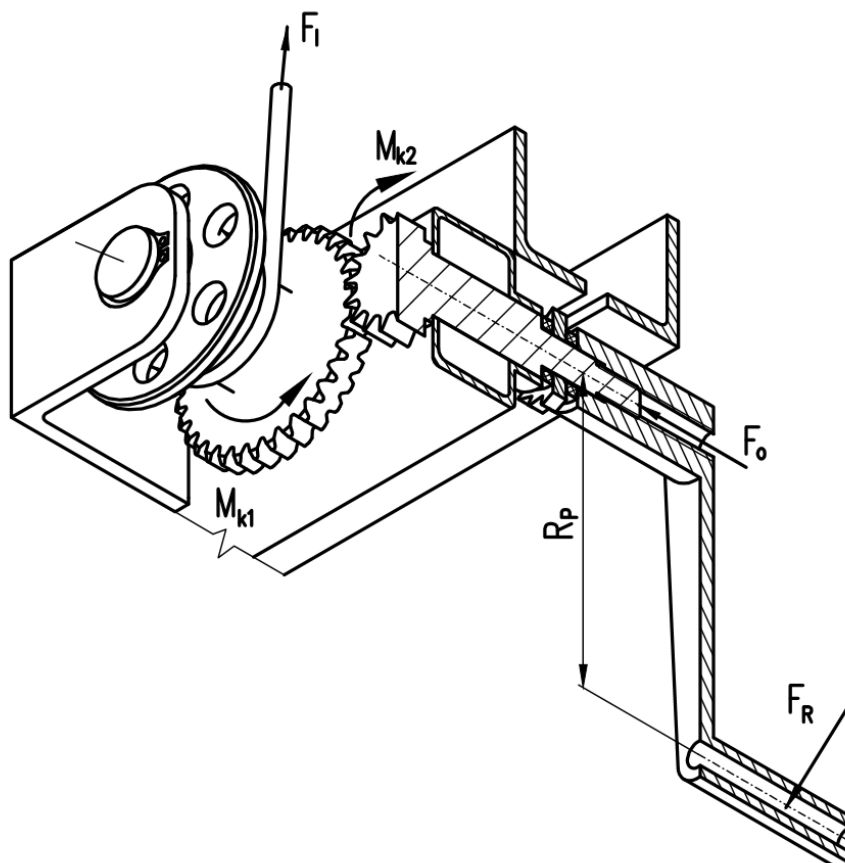
$$R_{Cy} = R_{Ay} + R_{By} = G = 524 \text{ N} \quad (4.3)$$

Výpočet síly v laně F_l :

Síla v laně vychází ze zatížení $G=524,84$ N (viz vztah 4.1)

$$F_l = \frac{G}{2} = \frac{524,84}{2} = 262,42 \text{ N} \quad (4.4)$$

4.2 Výpočet sil působících v navijáku



Obr. 19 – Zatížení navijáku

Naviják (viz obr.19) je namáhán silou v laně $F_l = 262,42$ N (viz vztah 4.4), ta na buben o průměru $D_b = 30$ mm vytváří krouticí moment M_{k1} . Moment M_{k1} je přenášen velkým ozubeným kolem na bubnu s počtem zubů $z_1 = 34$ na kolo malé s počtem $z_2 = 17$ poháněné hřídele. Hnací hřídel je na konci osazena závitem M10, ve kterém působí osová síla F_o .

Převodový poměr i :

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{34}{17} = 2 \quad (4.5)$$

Krouticí moment na bubnu M_{k1} :

$$M_{k1} = F_l * \frac{D_b}{2} = 262,42 * \frac{30}{2} = 3936,6 \text{ Nmm} \quad (4.6)$$

Krouticí moment na hnané hřídeli M_{k2} :

$$M_{k2} = \frac{M_{k1}}{i} = \frac{3936,6}{2} = 1968,3 \text{ Nmm} \quad (4.7)$$

Osová síla F_o :

Výpočet osově síly F_o z momentu M_{k2} k překonání tření na závitu matice

$$M_{k2} = F_z * \frac{d_2}{2} = F_o * (\Psi + \varphi') * \frac{d_2}{2}$$

$$F_o = \frac{2 * M_{k2}}{tg(\Psi + \varphi') * d_2} = \frac{2 * 1950}{tg(0,653 + 13) * 9,773} = 1642,86 \text{ N} \quad (4.8)$$

kde d_2 je střední průměr závitu M10 dle[1]

Úhel stoupání Ψ :

$$arctg \Psi = \frac{P}{\pi * d_2} = \frac{0,35}{\pi * 9,773} \Rightarrow \Psi = 0,653^\circ \quad (4.9)$$

kde P je rozteč šroubu M10 dle [1]

d_2 je střední průměr závitu M10 dle[1]

Třecí úhel φ' :

$$arctg \varphi' = \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}} \Rightarrow \varphi' = 13^\circ \quad (4.10)$$

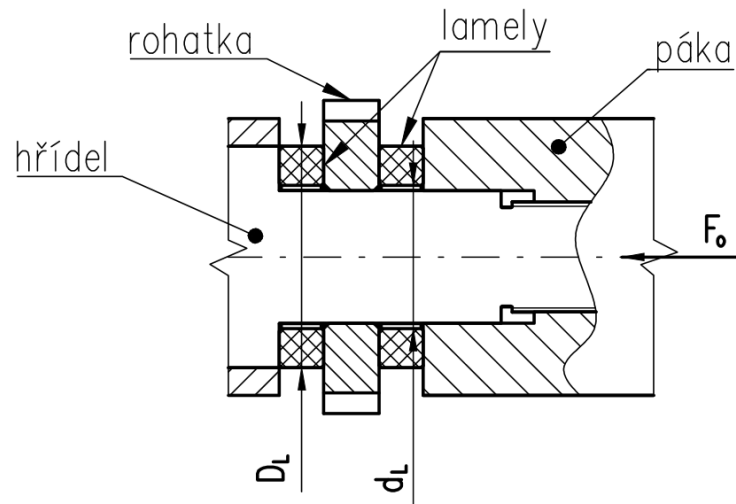
Výpočet hnané síly F_R :

V tomto výpočtu se počítá velikost potřebné hnací síly F_R pro zvednutí upnutého obrazu. Tato síla působí na ramenu páky $R_p=100$ mm (viz obr. 19).

Kroutící moment na hřídeli $M_{k2}=1968,3$ Nmm (viz vztah 4.7)

$$F_R = \frac{M_{k2}}{R_p} = \frac{1968,3}{100} = 19,68 \text{ N} \quad (4.11)$$

4.3 Kontrola brzdy navijáku



Obr. 20 Brzda navijáku

$$D_L = 20 \text{ mm}$$

$$d_L = 13 \text{ mm}$$

Brzda slouží k zajištění ve svislém směru. Tato brzda musí pomocí tření přenést kroutící moment M_{k2} (viz obr. 19) na rohátku. Pro přenesení slouží korkové lamely, které jsou k rohátce přitlačovány silou $F_o=1642 \text{ N}$ (viz vztah 4.8).

Třecí síla $F_{tř}$:

$$F_{tř} = F_o * f_k = 1642,86 * 0,5 = 821,43 \text{ N} \quad (4.12)$$

kde f_k je součinitel tření ocel – korek z [8]

střední průměr dotykové plochy D_s :

$$D_s = \frac{D_L + d_L}{2} = \frac{20 + 13}{2} = 16,5 \text{ mm} \quad (4.13)$$

Maximální moment spojky M_s :

$$M_s = F_{tř} * \frac{D_s}{2} * p = 821,43 * \frac{16,5}{2} * 4 = 27107 \text{ Nmm} \quad (4.14)$$

Kde p je počet stykových ploch (viz obr.20)

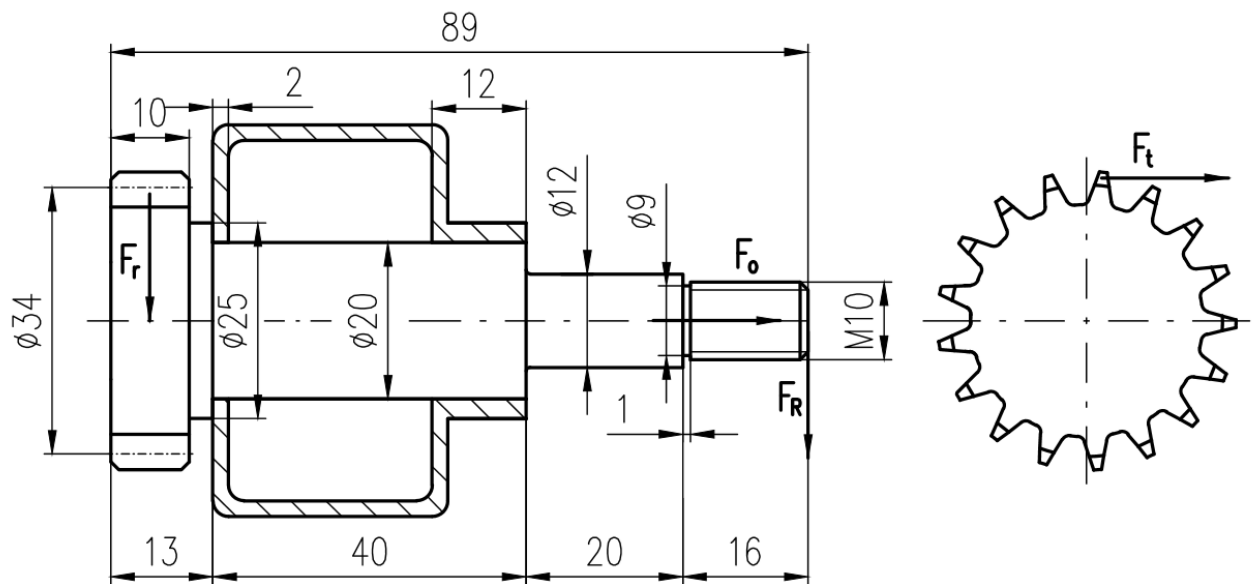
Bezpečnost brzdy k_b :

Kroutící moment na hřídeli $M_{k2}=1968,3 \text{ Nmm}$ (viz vztah 4.7)

$$k_b = \frac{M_s}{1,5 * M_{k2}} = \frac{27107}{1,5 * 1968,3} = 9,18 \quad (4.15)$$

4.4 Kontrola hřídele

4.4.1 Výpočet sil a reakcí na hřídeli



Obr. 21 Hnaná hřídel navijáku

Na obrázku (viz obr. 21) je znázorněno zatížení a rozměry hnané hřídele. Hřídel je namáhaná silami v ozubeném kole vyvolané krouticím momentem $M_{k2} = 1968,3 \text{ Nmm}$ (viz vztah 4.7). Dále je namáhaná osovou silou $F_o = 1642,86 \text{ N}$ (viz vztah 4.8) vyvolanou závitem na hřídeli. Musíme počítat také se silou ruky $F_R = 19,68 \text{ N}$ (viz vztah 4.11).

Výpočty sil v ozubeném kole:

Tečná síla F_t :

$$F_t = \frac{2 * M_{k2}}{d_r} = \frac{2 * 1968,3}{34} = 115,78 \text{ N} \quad (4.16)$$

Kde d_1 je průměr roztečné kružnice (viz obr.20)

Radiální síla F_r :

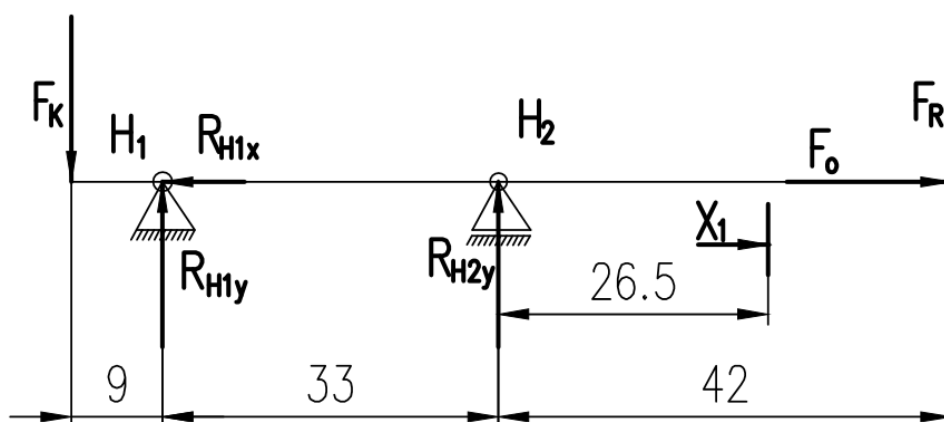
$$F_r = F_t * \operatorname{tg}(\alpha) = 115,78 * \operatorname{tg}(20^\circ) = 42,14 \text{ N} \quad (4.17)$$

Kde α úhel záběru ozubeného kola dle [1]

Výsledná síla vyvolána ozubeným kolem F_K :

$$F_K = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{115,78^2 + 42,14^2} = 123,21 \text{ N} \quad (4.18)$$

Hřídel (viz obr. 21) je zjednodušeně překreslena na nosník s podporami H_1 , H_2 . Tyto podpory jsou ve středu dotykových ploch šrafovaného rámu (viz obr. 20). Z předchozích výpočtů je zřejmé, že zatěžující síly budou malé, proto bude kontrolováno jen místo X_1 s průměrem průřezu $d_{X1}=9\text{mm}$ (viz obr. 21).



obr. 22 působení sil na hřídeli

Výpočet reakcí :

Reakce v ose x:

$$\Sigma F_x = 0 = F_o - R_{H1x}$$

$$R_{H1x} = F_o = 1642 \text{ N} \quad (4.19)$$

Reakce v ose y:

$$\Sigma F_y = 0 = F_K - R_{H1y} - R_{H2y} + F_R$$

$$R_{H1y} = F_K - R_{H2y} + F_R = 123,21 - 11,13 + 19,68 = 131,95 \text{ N} \quad (4.20)$$

Ohybové momenty k reakci H_1 :

$$\Sigma M_{oH1} = 0 = F_R * (33 + 42) - R_{H2y} * (33) - F_K * 9$$

$$R_{H2y} = \frac{F_R * (33 + 42) - F_K * 9}{33} = \frac{19,68 * 75 - 123,21 * 9}{33} = 11,13 \text{ N} \quad (4.21)$$

Ohybový moment v místě X_1 :

$$M_{oX1} = R_{H2y} * 26,5 = 11,13 * 26,5 = 294,945 \text{ Nmm} \quad (4.22)$$

4.4.2 Statická kontrola hřídele

Hřídel kontrolujem v místě řezu X_1 (viz obr.22), kde je minimální průřez o průměru $d_{X1} = 9 \text{ mm}$ (viz obr. 20).

Napětí v tahu v místě X_1 σ_{TX1} :

Osová síla ve šroubu $F_o = 1624,86 \text{ N}$ (viz vztah 4.8)

$$\sigma_{TX1} = \frac{F_o}{S_{X1}} = \frac{4 * F_o}{\pi * d_{X1}^2} = \frac{4 * 1624,86}{\pi * 9^2} = 25,54 \text{ MPa} \quad (4.23)$$

Bezpečnost v tahu k_t :

$$k_t = \frac{R_{e11500}}{\sigma_{TX1}} = \frac{275}{25,54} = 10,77 \quad (4.24)$$

Kde R_{e11500} je mez kluzu materiálu 11500 dle [?]

Ohybové napětí v místě X_1 σ_{OX1} :

Ohybový moment v místě X_1 kde $M_{OX1} = 294,945 \text{ Nmm}$ (dle vztahu 4.22)

$$\sigma_{OX1} = \frac{M_{OX1}}{W_{OX1}} = \frac{32 * M_{OX1}}{\pi * d_{X1}^3} = \frac{32 * 294,95}{\pi * 9^3} = 4,12 \text{ MPa} \quad (4.25)$$

Smykové napětí v místě X_1 τ_{SX1} :

Kroutící moment $M_{K2} = 1968,3 \text{ Nmm}$ (viz vztah 4.8)

$$\tau_{SX1} = \frac{M_{K2}}{W_{KX1}} = \frac{16 * M_{K2}}{\pi * d_{X1}^3} = \frac{16 * 1968,3}{\pi * 9^3} = 13,75 \text{ MPa} \quad (4.26)$$

Redukované napětí v průřezu X_1 podle Gesta $\sigma_{red H}$:

$$\sigma_{red H} = \sqrt{\sigma_{OX1}^2 + 4 * \tau_{SX1}^2} = \sqrt{4,12^2 + 4 * 13,75^2} = 27,8 \text{ MPa} \quad (4.27)$$

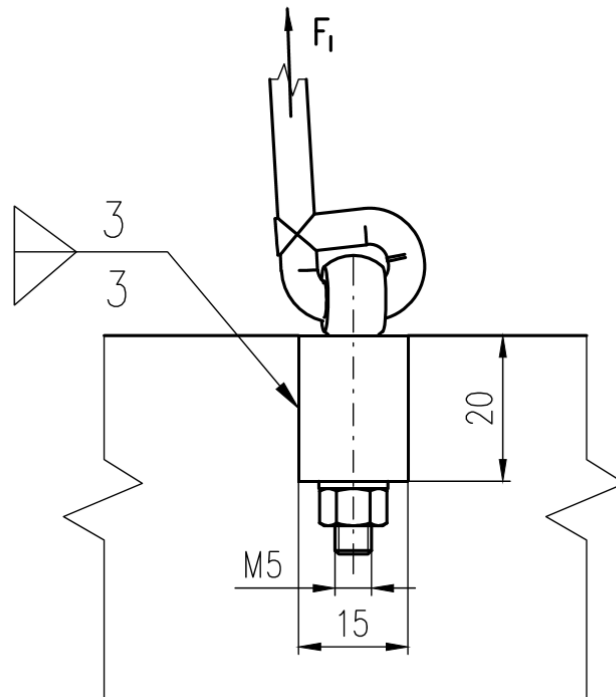
Statická bezpečnost z redukovaného napětí k_{Sred} :

$$k_{Sred} = \frac{R_{e11500}}{\sigma_{red H}} = \frac{275}{27,8} = 9,89 \quad (4.28)$$

Kde R_{e11500} je mez kluzu materiálu 11500 dle [1]

Dle výsledných bezpečností v tahu k_t a redukované bezpečnosti k_{Sred} je zřejmé, že hřídel staticky vyhovuje.

4.5 Kontrola místa ukotvení lana



Obr.23 Šroubové očko

Toto očko pro zavěšení lana se nachází v místě reakce B (viz obr.17). Je zde šroub M5 s očkem a třídou pevností 5.6, na kterém je přivázáno lano kladkového mechanismu. Šroub je namáhán silou v laně $F_l = 262,42$ N (viz vztah 4.4). Šroub je přišroubován na navařeném úchytu s dírou. Tento úchyt je přivařen oboustraně koutovým swarem (viz obr. 23), s délkou $l = 20$ mm

Tahové napětí ve šroubu σ_{ts} :

$$\sigma_{ts} = \frac{F_l}{S_{\text{šM5 min}}} = \frac{4 * F_l}{\pi * d_{3M5}^2} = \frac{4 * 262,42}{\pi * 4,571^2} = 15,99 \text{ Mpa} \quad (4.29)$$

Kde d_{3M5} je patní průměr šroubu M5 z [1]

Šroub třídy pevnosti 5.6 má dolní mez kluzu $R_{e 5.6} = 300$ Mpa. Z výpočtu tahového napětí ve šroubu σ_{ts} je zřejmé že šroub je vyhovující.

Kontrola svaru na stříh τ_{ss} :

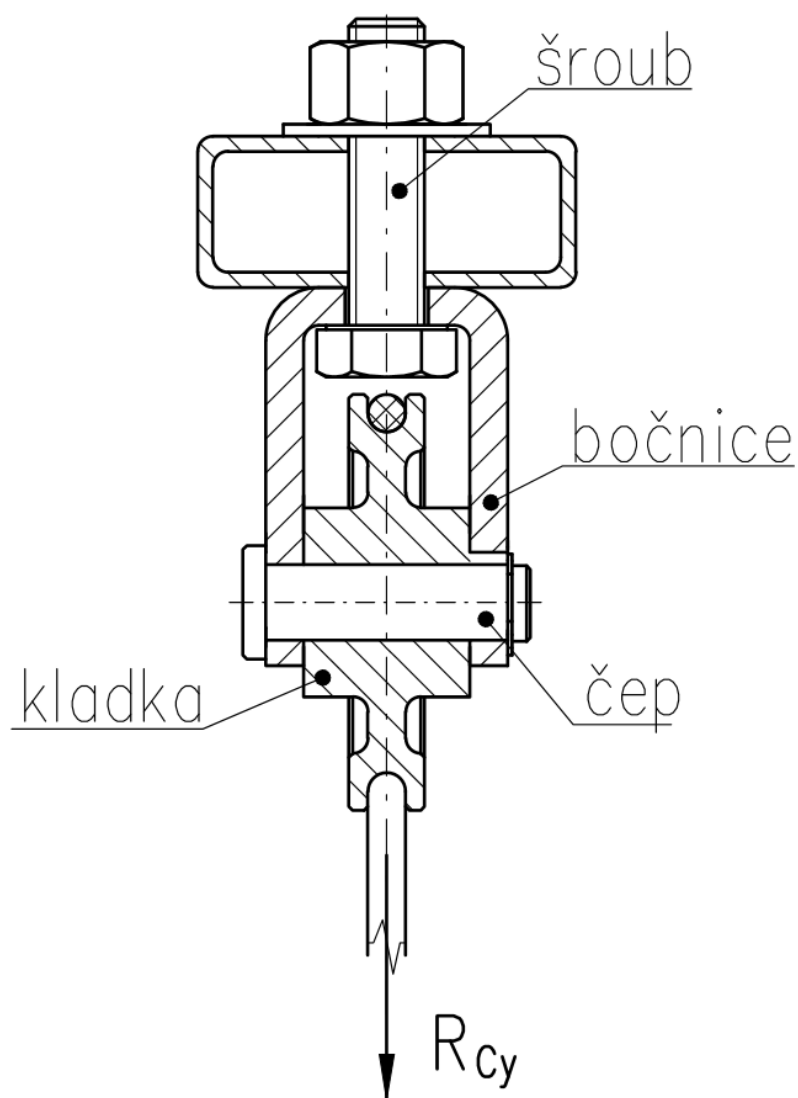
$$\tau_{ss} = \frac{F_l}{2 * S_s} = \frac{F_l}{2 * a * l} = \frac{262,42}{2 * 3 * 20} = 2,19 \text{ MPa} \leq \tau_{SDOV} \quad (4.30)$$

$$\tau_{SDOV} = \frac{R_{eAlMgSi 1}}{k} = \frac{150}{2} = 75 \text{ MPa} \quad (4.31)$$

Kde $R_{eAlMgSi 1}$ je mez pevnosti AlMgSi 1 z [1]

k je bezpečnost

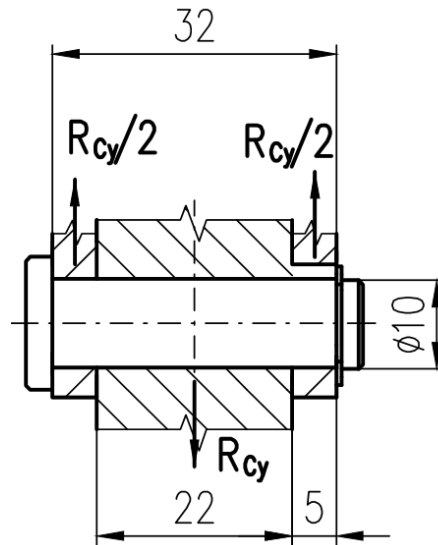
4.6 Výpočet kladky



Obr. 24 Sestava kladky

Kladka je zavěšena místě C (viz obr.17) pomocí šroubu M10 na hliníkový tenkostěnný profil. Působící silou na kladku je reakce R_{Cy} , která se rovná tíze zvedaného břemene.

4.6.1 Kontrola čepu kladky



Obr. 25 Detail čepu

Čep (viz obr.24) je namáhán silou $R_{Cy}=524,82$ N (viz vztah 4.3). Tato síla se rovnoměrně rozdělí do bočnic kladky. Rozměry potřebné k výpočtu (viz obr.25) průměr čepu $d_{\check{c}}=10$ mm, šířka bočnice $b_b=5$ mm, šířka kladky $b_K=22$ mm.

Ohybové napětí čepu $\sigma_{o\check{c}}$:

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\check{c}}} = \frac{32 * \left(\frac{R_{Cy}}{2}\right) * \left(\frac{b_K}{2} + \frac{b_b}{2}\right)}{\pi * d_{\check{c}}^3} = \frac{32 * \left(\frac{524,82}{2}\right) * \left(\frac{22}{2} + \frac{5}{2}\right)}{\pi * 10^3} = 36 \text{ MPa} \quad (4.32)$$

Smykové napětí čepu $\tau_{S\check{c}}$:

$$\tau_{S\check{c}} = \frac{R_{Cy}}{2 * S_{\check{c}}} = \frac{2 * R_{Cy}}{\pi * d_{\check{c}}^2} = \frac{2 * 524,82}{\pi * 10^2} = 3,34 \text{ MPa} \quad (4.33)$$

Redukované napětí v čepu dle Guesta $\sigma_{red\check{c}}$:

$$\sigma_{red\check{c}} = \sqrt{\sigma_{o\check{c}}^2 + 4 * \tau_{S\check{c}}^2} = \sqrt{36^2 + 4 * 3,34^2} = 36,61 \text{ MPa} \quad (4.34)$$

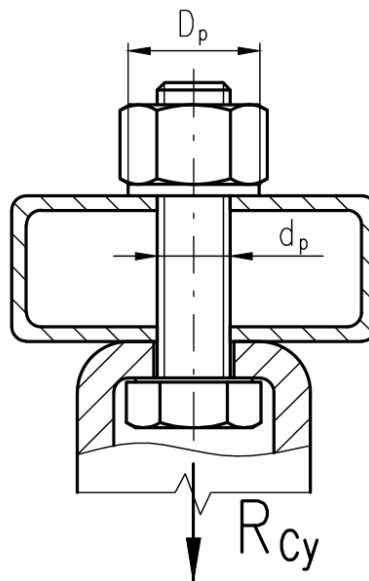
Statická bezpečnost čepu $k_{\check{c}}$:

$$k_{S\check{c}} = \frac{R_{e11500}}{\sigma_{red\check{c}}} = \frac{275}{36,61} = 7,51 \quad (4.35)$$

Kde R_{e11500} je mez kluzu materiálu 11500 dle [1]

Čep staticky vyhovuje, díky velké bezpečnosti je předpokládáno, že bočnice jsou také vyhovující

4.6.2 Kontrola šroubu kladky



Obr.26 Nosný šroub kladky

$$D_p = 18 \text{ mm}$$

$$d_p = 10,5 \text{ mm}$$

Nosný šroub kladky M10 pevnosti 5.6 (viz obr.24) je namáhán tahem silou $R_{Cy} = 524,82 \text{ N}$ (viz vztah 4.3). Napětí ve šroubu bude menší než v případě σ_{TX1} (viz vztah 4.23), tedy tento šroub vyhovuje v tahu. V tomto případě se musí zkontrolovat dovolené otlačení pod podložkou na hliníkovém profilu.

Tlak na podložku P_p :

$$P_p = \frac{R_{Cy}}{S_p} = \frac{R_{Cy}}{\frac{\pi * (D_p^2 - d_p^2)}{4}} = \frac{524,82}{\frac{\pi * (18^2 - 10,5^2)}{4}} = 3,13 \text{ MPa} \quad (4.36)$$

Kontrola otlačení :

$$P_p \leq P_{DOV \text{ AlMgSi } 1}$$

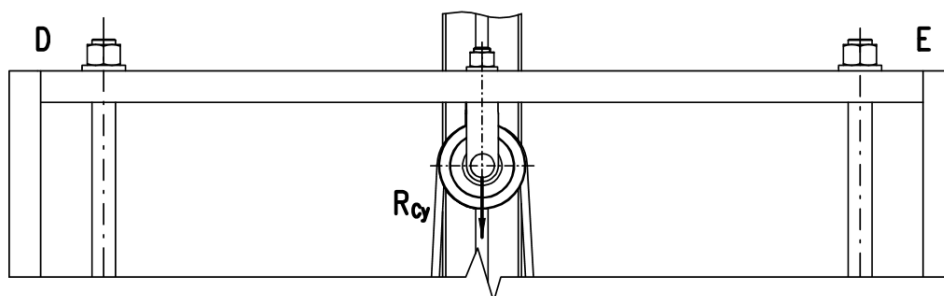
$$3,13 \leq 15$$

Kde P_{DOV} je dovolené otlačení AlMgSi 1 z [1]

Z kontroly otlačení je zřejmé, že nedojde k otlačení na nosném profilu v místě C

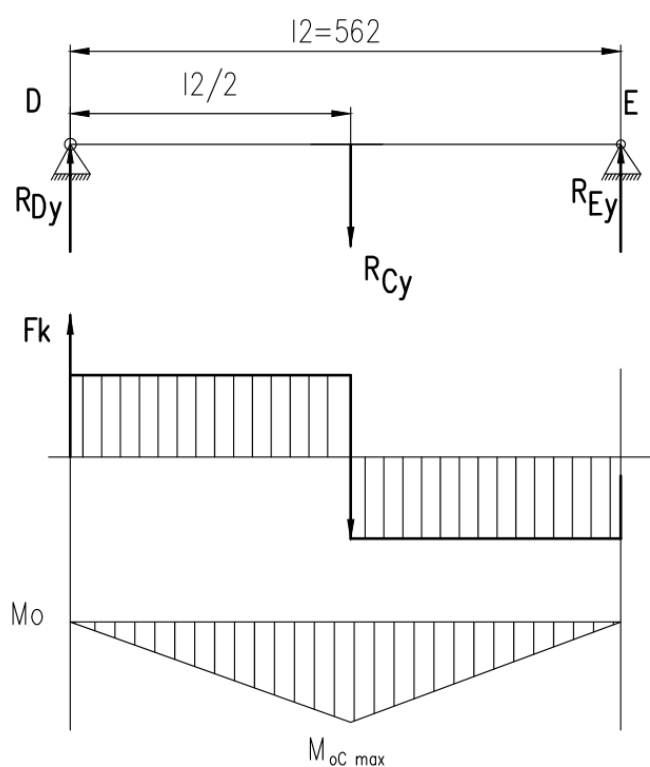
5. Kontrola naklápěcího se rámu

5.1 Kontrola nosného profilu kladky



Obr. 27 Zatížení naklápěcího se rámu

Naklapěcí rám je namáhán silou $R_{Cy}=524,82\text{N}$ (viz vztah 4.3). Tato síla působí v horní části naklápěcího rámu, v místě C upnutí kladky(viz obr.17).



Obr. 28 Průběhy momentů a sil nosníku D-E

Výpočet reakcí :

Reakce v ose x:

$$\Sigma F_x = 0$$

Reakce v ose y:

$$\Sigma F_y = 0 = R_{Cy} - R_{Dy} - R_{Ey}$$

$$R_{Dy} = R_{Cy} - R_{Ey} = 524,82 - 262,42 = 262,42 \text{ N} \quad (4.37)$$

Ohybové momenty k reakci D:

Zatížení kladky $R_{Cy}=524,82\text{N}$ (viz vztah 4.3)

$$\Sigma M_{oD} = 0 = R_{Cy} * \frac{l_2}{2} - R_{Ey} * l_2$$

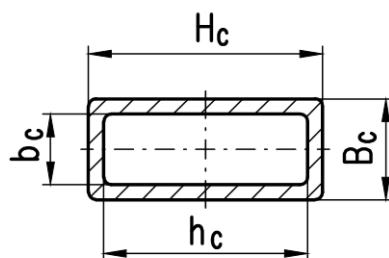
$$R_{Ey} = \frac{R_{Cy} * \frac{l_2}{2}}{l_2} = \frac{R_{Cy}}{2} = \frac{524,82}{2} = 262,42 \text{ N} \quad (4.38)$$

Maximální ohybový moment v místě C:

Délka nosníku $l_2= 562 \text{ mm}$ (viz obr.28)

$$M_{oCMax} = R_{Dy} * \frac{l_2}{2} = 262,42 * \frac{562}{2} = 73740 \text{ Nmm} \quad (4.39)$$

Maximální ohybové napětí σ_{OCMAX} :



Obr. 29 Nosný profil

$$H_c = 50 \text{ mm}$$

$$h_c = 46 \text{ mm}$$

$$B_c = 20 \text{ mm}$$

$$b_c = 16 \text{ mm}$$

$$\sigma_{OCMAX} = \frac{M_{oC}}{W_{oC}} = \frac{M_{oC}}{\frac{H_c * B_c^3 - h_c * b_c^3}{6 * B_c}} = \frac{73740}{\frac{50 * 20^3 - 46 * 16^3}{6 * 20}} = 41,82 \text{ MPa} \quad (4.40)$$

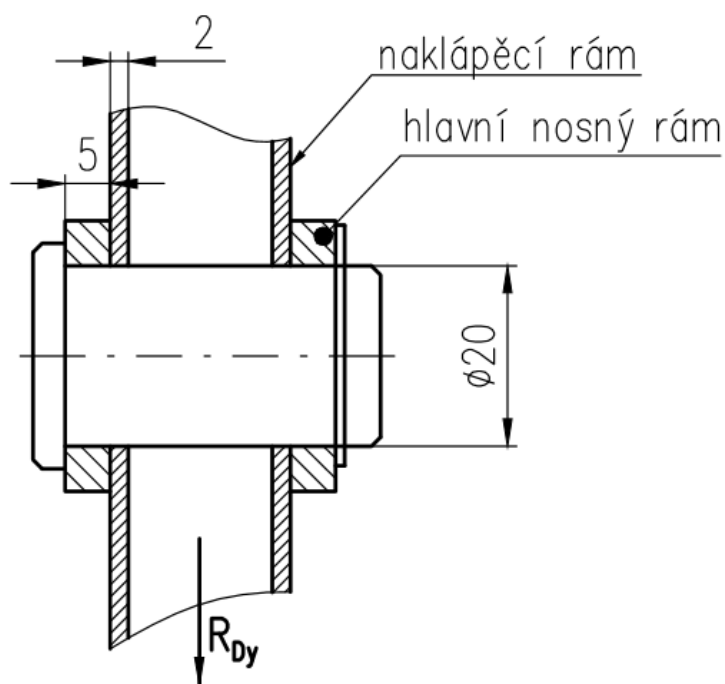
Statická bezpečnost nosného profilu k_c :

$$k_c = \frac{R_{eAlMgSi 1}}{\sigma_{OCMAX}} = \frac{150}{41,82} = 3,58 \quad (4.41)$$

Profil vyhovuje

5.2 Kontrola otlačení v místě čepu

Tento čep se nachází mezi hlavním nosným stojanem a naklápěcím rámem. Čep přenáší zatížení z naklápěcího se rámu na hlavní nosný rám, také tvoří střed otáčení pro sklápění polohy. Čep je namáhán silou $R_{Dy}=262,42$ N (viz vztah 4.37)



Obr.30 Nosný čep

Tlak na plochu naklápěcího se rámu P_N :

$$P_N = \frac{R_{Dy}}{S_{\check{c}N}} = \frac{R_{Cy}}{2 * D_{\check{c}N} * t_N} = \frac{262,42}{2 * 20 * 2} = 3,28 \text{ MPa} \quad (4.42)$$

Kontrola otlačení :

$$P_N \leq P_{DOV \text{ AlMgSi } 1}$$

$$3,28 \leq 15$$

Kde P_{DOV} je dovolené otlačení AlMgSi 1 z [1]

6. Závěr

Výsledkem této bakalařské práce je ateliérový stojan s nosností 50 kg pro obraz s rozměry 1,8 x 3 m. V úvodu byly stanoveny cíle, které mají být dosaženy. Nyní, v závěru práce lze konstatovat, že stanovené cíle byly splněny. Byl zhotoven průzkum trhu a následně konstrukční řešení. Z výpočtů zatížení je zřejmé, že stojan vyhovuje s velkou bezpečností.

Zdvih upnutého obrazu je zajištěn kladkovým mechanismem. Obraz je možné zvednout do výšky 800 mm. O zajištění se ve vysunuté poloze slouží samosvorná třecí brzda na hnané hřídeli poháněné pákou.

Naklápění je zajištěno samojistící rohadkou a západkou. Tento mechanismu umožňuje naklopení o 30° od svislé polohy.

Poděkování :

Závěrem této práce bych chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalařské práce Ing. Danielovi Pišťáčkovi Ph. D. za odborné rady, vedení a konzultace během studia.

7. Seznam použité literatury

- [1] **LEINVEBER Jiří, VÁVRA Pavel.** *Strojnické tabulky*. Úvaly : ALBRA, 2008. stránky 2-914. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [2] MALIRSKE-PLATNO Základní stojany [online] [Citace: 14.Květe.2017]. Dostupné z: <https://www.malirske-platno.cz/malirskeplatno/eshop/22-1-Malirske-STOJANY/106-2-Malirske-stojany-atelierove/>
- [3] HELPUTAO Hand crank [online]. [Citace: 14.Května.2017]. Dostupné z : <https://www.helputao.com/product/4720367794/>
- [4] CHEAPJOES Best abiquiu studio easel [online] [Citace: 14 . Května.2017]. Dostupné z: <http://www.cheapjoes.com/best-abiquiu-studio-easels.html>
- [5] KHENTACHI Studio easel student CW48 [online] [Citace: 14. Května.2017]. Dostupné z: <http://www.khetanchi.com/studio-easel-student-cw48.html>
- [6] LANEX PPV lano pletené [online] [Citace: 14. Května.2017]. Dostupné z: <http://eshop.lanex.cz/ppv-8-mm-bila>
- [7] MONTAKO LNR 125/QRD BRZD. OTVOR KOLO[online] [Citace:14. Května.2017]. Dostupné z: <http://www.montako.cz/lnr-kola-transportni-otocna-s-otvorem-a-brzdou/4976-lnr-125-qrd-brzd-otvor-kolo.html>
- [8] ROYMECH Coefficient of Friction [online] [Citace: 14. Května.2017]. Dostupné z: [http://www.roymech.co.uk/Useful Tables/Drive/Brake Clutch mat.html](http://www.roymech.co.uk/Useful%20Tables/Drive/Brake%20Clutch%20mat.html)

8. Seznam příloh

Příloha A – Výkres sestavy točny

BP-KOV0185-01

A1

Příloha B – Výkres hřídele

BP-KOV0185-01-03-01

A3